

CARACTERISATION DE LA PERFORMANCE D'UN ECHANGEUR DESTINE AU SECTEUR AGRO-ALIMENTAIRE

Anthony GONCALVES^a, Yvan DUTIL^b, Daniel ROUSSE^c, Julien MILOT^d

^a Etudiant gradué, Chaire Industrielle T3E, Ecole de technologie supérieure, Montréal, Canada

^b Chercheur, Chaire Industrielle T3E, Ecole de technologie supérieure, Montréal, Canada

^c Professeur, Chaire Industrielle T3E, Ecole de technologie supérieure, Montréal, Canada

^d Président, Énergie Solutions et Associés, Lévis, Canada

RÉSUMÉ

La gestion de la qualité de l'air demeure un des problèmes importants à traiter dans les milieux agro-alimentaires confinés tels les serres, les poulaillers ou les porcheries. D'une part, des taux élevés d'humidité favorisent l'apparition de moisissures ou d'autres formes bactériennes dans les bâtiments et provoquent une réduction dans la transpiration des plantes, donc une baisse de rendement [1] dans les serres. D'autre part, un taux élevé d'ammoniac ou autre contaminant dans l'air compromet la croissance des portées de poulets à griller ou des porcs avant qu'ils atteignent la maturité. Il faut donc ventiler quelles que soient les conditions climatiques. Une équipe composée de la Chaire de recherche en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique (t3e) de l'École de technologie supérieure et de Énergie Solutions et Associés a mis au point, avec le soutien de Gaz Métro, un échangeur thermique multitube en plastique destiné à la gestion de la qualité de l'air en serres et en poulaillers. Malgré une importante résistance thermique des parois par rapport à des échangeurs en métal, la grande surface d'échange et la condensation de l'air évacué sur les tuyaux froids confèrent une performance prometteuse. Le prototype s'avère à la fois performant et économique avec une efficacité moyenne d'environ 80% et une période de retour sur l'investissement de moins de 3 ans. La chaleur latente peut contribuer jusqu'à 40% du transfert thermique total.

Mots clefs : Échangeur de chaleur, chaleur latente, chaleur sensible, plastique

Nomenclature

A	surface.....	m^2	\dot{m}	débit massique.....	$kg.s^{-1}$
C_p	chaleur spécifique.....	$J.kg^{-1}$	T	température.....	K
f	coefficient de friction.....	m^2	h	enthalpie.....	$J.kg^{-1}$
D	diamètre des tubes.....	m	Nombres adimensionnels		
h	coefficient de transfert de chaleur.....	$W.m^{-2}$	Nu	nombre de Nusselt, hD/k	-
k	conductivité thermique.....	$W.m^{-1}.K^{-1}$	Re	nombre de Reynolds.....	-
L	contribution de la chaleur latente.....	%			
l	longueur des tubes.....	m			

1. INTRODUCTION

Ces dernières années, l'infiltration d'air dans les serres et les couvoirs a été réduite de trois ou plusieurs changements d'air par heure à moins de la moitié [1].

La réduction de l'infiltration d'air dans les serres ou couvoir entraîne une réduction significative des coûts de chauffage. Toutefois, cela peut être réalisé au détriment des cultures ou des couvées. Un très faible taux de

renouvellement de l'air peut conduire à des niveaux anormalement élevés d'humidité ou de contaminants, à la fois pendant la journée et/ou la nuit.

La caractérisation de l'influence de l'humidité sur la réponse des plantes n'a pas encore été suffisamment étudiée contrairement à celles de la lumière, de la température et du dioxyde de carbone [2]. Cela peut être dû en partie à la difficulté de mesurer et de contrôler l'humidité dans de grands volumes clos et de relier les mesures de l'humidité à des taux de transpiration des

* Anthony Goncalves
Adresse électronique : anthony.goncalves@nexxenergie.com

cultures [3]. Néanmoins, un après-midi de plus de 95 % d'humidité relative peut tuer ou endommager toute une récolte. En outre, même lorsque les récoltes peuvent pousser sous des niveaux élevés d'humidité sans aucun dommage, leur taux de production est beaucoup plus faible que dans un environnement contrôlé.

D'autre part, un taux élevé d'ammoniac ou autre contaminant dans l'air compromet la croissance des portées de poulets à griller ou des porcs avant qu'ils n'atteignent la maturité.

Pour éviter de trop hauts niveaux d'humidité ou d'ammoniac, l'aération et le chauffage restent souvent la seule solution pour l'agriculteur ou l'éleveur. Ce qui anéantit les gains obtenus par la réduction de l'infiltration d'air, en particulier pendant l'hiver dans les régions froides du monde.

C'est dans ce contexte qu'un échangeur se voulant efficace, abordable et résistant au givre et à la corrosion a été conçu et construit.

2. METHODOLOGIE

2.1 Description du prototype

L'appareil pour serres faisant l'objet de cet article a été construit dans une chapelle de 576 m³ d'un complexe de serres jumelées localisées au Québec. Cette chapelle est isolée des autres unités du complexe par un film de polyéthylène ainsi que par des portes d'accès indépendantes. Recouverte d'un film de polyéthylène, cette chapelle abritait, au moment du fonctionnement de l'équipement, une culture hydroponique de tomates et de concombres afin de faire fonctionner l'échangeur de chaleur dans des conditions assimilables à des conditions réelles.

La conduite extérieure (coque) est constituée d'un tuyau annelé lisse à l'intérieur de 305 mm de diamètre intérieur et de 361 mm de diamètre extérieur. L'échangeur de 24,3 m de longueur possède un volume hors tout de 9,95 m³ et une surface d'échange de 62,1 m². Sa compacité, faible par rapport aux échangeurs n'ayant pas à subir le givre, est alors de 6,2 m²/m³. Un système d'acquisition assorti de 45 thermocouples, 3 sondes d'humidité, 2 capteurs de pression et 1 auger à bascule a été utilisé. Le cœur de l'échangeur de chaleur (figure 1a) est constitué de quatre tuyaux annelés flexibles en thermoplastique non perforés de 76 mm de diamètre intérieur (3 po.) entourant un tuyau annelé flexible en thermoplastique non perforé de 101 mm de diamètre intérieur (4 po.). Ces dimensions ont été choisies afin que la surface totale des cinq sections côté tubes soit égale à la moitié de la section de la coque et ce pour équilibrer plus facilement les débits.

L'air froid provenant de l'extérieur circule à l'intérieur de ces conduites. Quant à l'air chaud venant de la serre, il circule dans les quatre chambres créées

par la disposition des conduites de 76 et de 101 mm de diamètre (figure 1a).

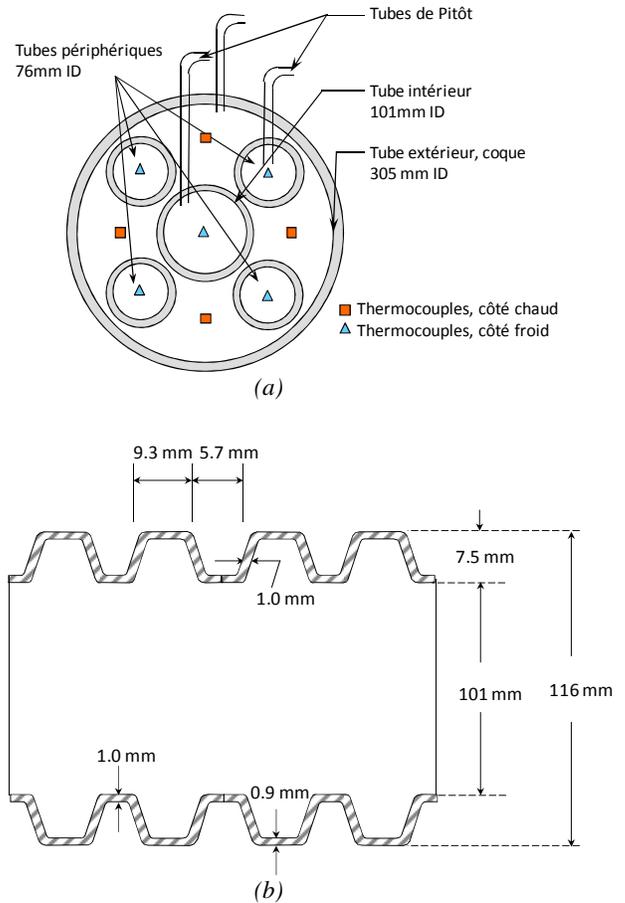


Figure 1 : Schéma du prototype :
a) coupe axiale; b) coupe longitudinale du tuyau central

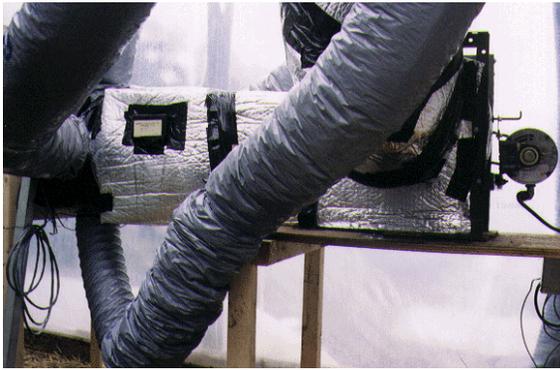
Cette configuration est très pratique pour obtenir une répartition uniforme des fluides dans l'échangeur de chaleur et permet de créer de très grands passages pour l'écoulement du fluide chaud et humide. Ainsi, des cycles de dégivrage ne seront pas requis. C'est en partie cette prémisse qui justifie un design si peu compact.

Les cinq tuyaux intérieurs sont annelés (figure 1b) ce qui a pour effet d'assurer une perturbation de l'écoulement tout au long de l'axe de l'échangeur et d'augmenter la surface d'échange par rapport à des tuyaux lisses.

Le premier prototype, de nature expérimentale, ne comportait pas de plenums chauds et froids destinés à une production commerciale. L'appareil lui-même avait un aspect plutôt rébarbatif mais il est utile de mentionner que les suivants ne ressemblaient pas à l'unité montrée à la figure 2.



(a)



(b)

Figure 2 : Échangeur expérimental :
a) Sortie côté chaud; b) Sortie côté froid

2.2 Approche numérique

Brundrett *et al.* [1] ont proposé un modèle simple pour la conception d'échangeurs de chaleur utilisés comme déshumidificateur dans les serres. Ces chercheurs ont validé leur modèle en fonction des résultats obtenus à partir de deux prototypes. Ces prototypes comportaient deux courants d'air séparés par un film de polyéthylène sur lequel la condensation, due au flux chaud et humide ayant atteint son point de rosée, se produisait. Dans [1], la comparaison entre les performances expérimentales et celles calculées est décrite comme étant excellente. Dans cette étude [1], les écarts sont probablement attribuables au transfert de chaleur de l'enveloppe externe de l'échangeur qui est négligé dans le modèle (on suppose la paroi adiabatique). Néanmoins, à partir du modèle de Brundrett *et al.* [1], un outil de base en conception numérique a été développé et mis en œuvre pour permettre le dimensionnement du prototype décrit ci-dessus. La corrélation qui a été utilisée pour les surfaces internes et externes des cinq tubes qui constituent le noyau de l'unité est la relation reconnue proposée par Gnielinski [9,10] avec le facteur de correction d'entrée mesuré par Hausen [11,12]. Pour le nombre de Nusselt à l'intérieur des tubes on utilise donc:

$$Nu_i = \frac{f/8 \operatorname{Re}_{Di} - 1000 \operatorname{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{f/8} (\operatorname{Pr}^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_i}{l} \right)^{2/5} \right] \quad (1)$$

où Re_{Di} est le nombre de Reynolds, basé sur le diamètre du tube D_i , Pr est le nombre de Prandtl, et f est le coefficient de frottement [8]. Pour les tubes de drainage en plastique ondulé, il n'y a pas de données disponibles pour quantifier la rugosité relative, ε/D . Cependant, après une série de mesures de chute de pression, ε a été estimé à une moyenne de 0,001.

Tout comme dans [1], l'enveloppe extérieure est assumée adiabatique. Le modèle inclut les propriétés psychrométriques de l'air humide en fonction des températures (bulbe sec et humide) et de la pression. La simulation détermine ainsi si le fluide chaud est à la température du point de rosée et si un film d'eau se forme à l'extérieur des tubes (condensation). Le bilan de l'échangeur est ensuite divisé en deux sections : la première où le transfert de chaleur se fait exclusivement par chaleur sensible et le second où le transfert de chaleur latente ainsi que la chaleur sensible sont pris en compte. Le transfert de chaleur global entre les fluides chaud et froid est donné par:

$$q = \dot{m}_o (h_{o,inlet} - h_{o,outlet}) = \dot{m}_i (h_{i,inlet} - h_{i,outlet}) \quad (2)$$

Une procédure itérative est utilisée dans les deux sections jusqu'à ce qu'un équilibre soit obtenu dans le calcul du transfert de chaleur avec (2), et ce, avec la méthode du UA LMTD [8]. La contribution de la chaleur latente dans l'échange global est estimée à:

$$L = 100 \left[1 - \frac{Cp(T_{o,inlet} - T_{o,outlet})}{h_{o,inlet} - h_{i,inlet}} \right] \quad (3)$$

où l'indice i désigne le courant à l'intérieur des tubes et l'indice o se réfère à l'extérieur des tubes. L'efficacité est définie telle que:

$$\eta = \frac{T_{i,outlet} - T_{i,inlet}}{T_{o,inlet} - T_{i,inlet}} \quad (4)$$

3. RESULTATS

3.1 Résultats globaux

Dans cette section, les résultats globaux sont fournis pour la période s'étendant du 21 mars au 21 mai. Avec un taux de changement d'air de 0,5/h, le rendement moyen basé sur la température pour toute la période

d'essai était d'environ: $\eta = 84 \%$ avec un écart type de 5 %. Les résultats obtenus avec un changement d'air de 0,9/hr montrent un rendement qui diminue à 78 % avec un écart type de 3,5 %.

Les résultats expérimentaux effectués au cours des deux mois indiquent que pour une variation de la température d'entrée variant entre 1 et 3°C – avec une humidité relative variant entre 63 % et 70 % – la contribution de la chaleur latente par rapport au transfert de chaleur global a chuté de 43 à 39 %.

La quantité d'eau qui se condense sur les parois est calculée en fonction de la teneur en eau absolue du fluide chaud et humide le long de l'échangeur. Un taux typique de condensation est d'environ 1680 ml/h. Le taux maximal de condensation de 3200 ml/h a été trouvé lorsque la température extérieure était de -10°C et la température intérieure était de 20°C avec une humidité relative de 85%. La puissance maximale consommée par les ventilateurs a été de 637 W et le taux de chaleur gagnée par le fluide froid varie de 874 W quand la température d'entrée est de 14°C à 3 089 W quand la température d'entrée est de -10°C. On observe donc une variation du coefficient de performance de 1,4 à 4,8.

La première journée (26 mars), le débit volumique du fluide chaud était de 0,099 m³/s et celle du fluide froid était de 0,079 m³/s. Le profil obtenu et présenté à la figure 3 est typique des périodes lorsque le prototype fonctionne à 0,5 changement d'air par heure.

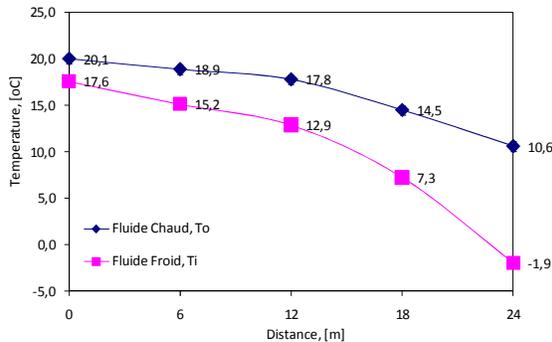


Figure 3: Profil de température le 26 mars :
8h10, 0,5 chg/h d'air

Dans ce cas, l'humidité relative à la sortie côté froid était de 15,7 % alors que le débit d'air était saturé à 93,5 % à la sortie du côté chaud. L'efficacité était de 89%. La puissance récupérée a été excellente : 1948 W. Et à ce moment de la journée, à condition que les ventilateurs consomment 355 W pour assurer le débit nécessaire, le coefficient de performance était de 5,51. Ce que l'on remarque immédiatement à la Figure 3 est le gain de température de l'Air frais admis dans la serre qui atteint 19,5°C.

La figure 4 montre les résultats pour le 5 avril, lorsque le débit côté chaud est de 0,148 m³/s et alors que le débit côté froid est de 0,141 m³/s.

Des résultats similaires peuvent être observés. Pour ce second cas, l'humidité relative à la sortie côté froid était de 18,9 % et l'efficacité était de 81 % ; 2856 W ont été récupérés alors que 637 W ont été utilisés: le coefficient de performance était de 4,48. Le gain en température côté froid est de 15,6°C.

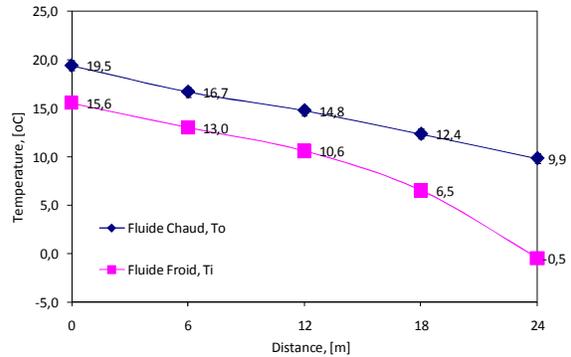


Figure 4: Profil de température le 5 avril:
4h50, 0,9 chg/h d'air

3.2 Résultat psychométrique

L'humidité relative a également été enregistrée afin d'évaluer la capacité de l'unité à répondre aux besoins des plantes.

Il faut mentionner que 0,9 chg/h d'air ne suffit pas à maintenir un niveau adéquat d'humidité dans le complexe toute l'année, mais il devrait être suffisant environ 80 % du temps. Cependant, ce n'était pas l'objectif principal de cette conception. Le test a été effectué dans la période critique de croissance en serre au Québec. Par conséquent, il était prévu que le taux d'humidité serait très élevé durant cette période et que la ventilation traditionnelle devait être utilisée comme un complément. La figure 5 montre la distribution d'humidité relative pour le 26 mars.

Les résultats de l'humidité dans la serre (losange) montrent un premier pic au début de la matinée : le 26 mars était ensoleillé et les plantes ont été actives en début de journée. Le taux d'humidité a dû être abaissé avec le système de ventilation standard afin d'appuyer le travail de l'échangeur (le débit n'étant pas suffisant). Un second pic apparaît à environ $t=900$ min lorsque le soleil se couche. À cet instant, la serre doit être fermée, car la température extérieure est devenue trop faible pour maintenir la température cible à l'intérieur. On remarque que l'unité a été en mesure d'abaisser le niveau d'humidité rapidement après le coucher du soleil. En bref, une plus grande unité n'aurait été nécessaire que dans la matinée durant cette journée. Le taux d'humidité du débit d'air à l'entrée (triangles) montre la période de

la journée où l'échangeur s'est arrêté : il a fonctionné presque sans interruption. Les derniers résultats (carrés) montrent que l'air était saturé côté chaud, sauf si une ventilation supplémentaire a été utilisée. Dans ces

conditions, le niveau d'humidité dans la serre a été maintenu inférieur à 75 %.

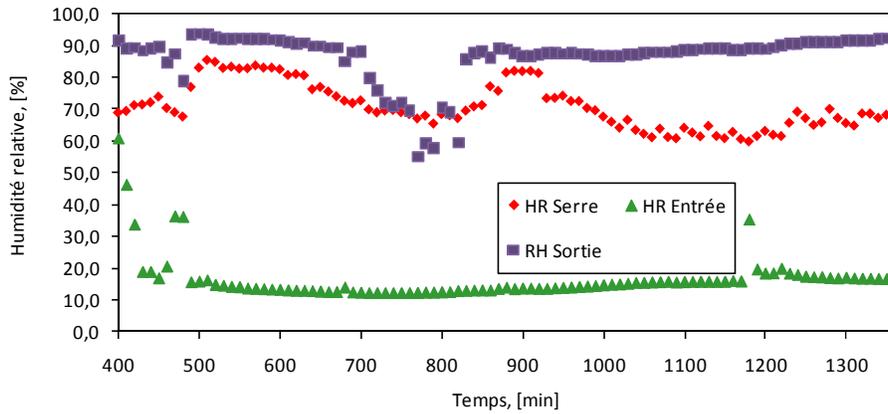


Figure 5: Distribution de l'humidité relative le 26 mars

La figure 6 présente les résultats obtenus pour la variation de l'humidité relative pour une période allant du 5 avril au 9 avril. Cette séquence type montre les performances du prototype utilisé comme un déshumidificateur pendant une période prolongée. À ce moment, environ 300 plants matures de tomate et de concombre étaient en cultures. Pendant cette période, l'échangeur a fonctionné en continu avec un seuil fixé à 75 % HR. Le cycle de transpiration des plantes peut être

interprété comme suit. Les activités de la photosynthèse diminuent après le coucher du soleil. Comme le montre la figure 6, l'humidité relative atteint alors son plus bas niveau d'environ 76 à 82 %. Les maximums se retrouvent aux environs de midi, avec une humidité relative maximale d'environ 90 à 91 %. En moyenne, l'humidité relative oscille autour d'environ 85% dans la serre.

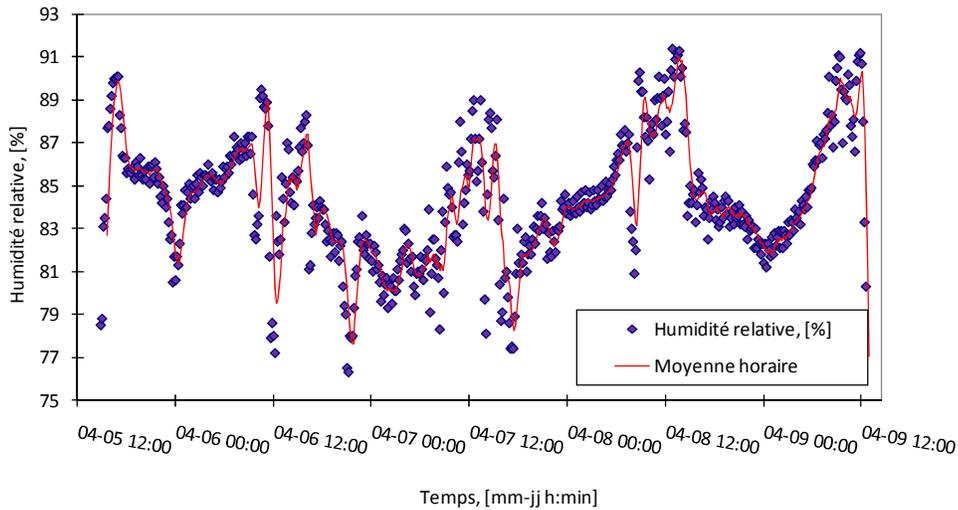


Figure 6: Distribution de l'humidité relative entre le 5 avril et le 9 avril

Encore une fois, il est montré à la figure 6 que le prototype est trop petit pour permettre un contrôle de la valeur cible nécessaire au développement des plantes à ce moment fort de leur croissance: le seuil des 75% d'humidité n'est jamais atteint. Ceci avait été prédit, la

capacité de l'échangeur est environ 5 fois inférieure à l'exigence maximale de la serre. Cependant, ces résultats sont intéressants, car ils permettent de comparer la gestion de l'humidité en utilisant l'échangeur ou les techniques de ventilation

traditionnelle. Ici, les cycles n'ont jamais atteint 100%

qui serait presque le cas avec la ventilation manuelle. Cela indique bien que deux à cinq changements d'air par heure peuvent être nécessaires dans les périodes critiques, la plus petite unité d'environ un changement d'air/h permet la gestion de l'humidité relative en dessous de 91%. Les résultats présentés aux figures 5 et 6 ont été utilisés dans la conception d'une unité de deuxième génération précommerciale qui fait actuellement l'objet de tests expérimentaux plus approfondis.

4. CONCLUSION

Un prototype d'échangeur de chaleur air-air à contre-courant (multitubes) a été conçu, construit et testé pour satisfaire les exigences spécifiques des serres d'agriculture dans un climat froid. Cet échangeur serait parfaitement adapté à des conditions plus exigeantes telles des porcheries ou des couvoirs. En effet, ces atmosphères chargées en poussières et en particules surchargent les systèmes de filtration et encrassent les échangeurs. Un échangeur en plastique se nettoie facilement avec de l'eau contrairement à des échangeurs classiques.

Une conception volontairement peu compacte comportant des composantes en plastique a été retenue de manière à satisfaire aux exigences suivantes:

- faible coût, environ 2000-3000 \$, tout compris;
- facilité de montage, d'entretien, de réparation, et d'exploitation;
- résistance à la corrosion et à la pourriture;
- efficacité satisfaisante même lorsqu'il y a présence de givre et de glace.

Le prototype a été conçu en utilisant un outil numérique faisant appel à des bilans énergétiques. Des tubes de drainages ont été retenus, car ils satisfont les critères de conception. L'un des objectifs était de convaincre les producteurs que cette conception simple pourrait leur épargner une partie substantielle de leurs coûts de chauffage annuels. L'appareil a été assemblé et étalonné dans une serre utilisée pour la culture expérimentale de tomates hydroponiques et de concombres au printemps. La première série de tests, effectués de mars à mai, a démontré que l'efficacité moyenne de 84 % et 78 % a été obtenue avec des taux d'échanges d'air de 0,5 et 0,9 changement par heure, respectivement, dans une serre de 576 m³. La chaleur latente joue un rôle majeur dans le transfert de chaleur global, contribuant jusqu'à environ 40% de l'énergie totale échangée dans certaines situations.

En conclusion, avec suffisamment de surface d'échange, un échangeur de chaleur économiquement simple pourrait être utilisé comme déshumidificateur dans plusieurs applications. Les résultats encourageants présentés et mentionnés ici montrent que des

d'humidité

relative

applications similaires peuvent être envisagées dans des stratégies de réduction de consommation énergétique qui cadrent avec le développement durable.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier les partenaires de la Chaire de recherche t3e qui s'investissent dans la réalisation de leurs projets. Daniel Rousse est reconnaissant au CRSNG pour une subvention à la Découverte et aux partenaires financiers de t3e.

RÉFÉRENCES

- [1] E. Brundrett, T.J. Jewett, and R. Quist, Evaluation of polytube heat exchangers for greenhouse ventilation". *Acta-horticulturae*, 148, 1984, pp.49-55.
- [2] J.N. Walker and D.J. Cotter, Condensation and resultant humidity in greenhouses during cold weather, *Trans. ASE*, 11(2), 1968, pp.263-266.
- [3] D.J. Cotter and R.T. Seay, The effect of circulating air on the environment and tomato growth response in a plastic greenhouse, *Roc. ASHS*, 77, 1961, pp.345-342.
- [4] SPSQ., Ékiloserre; Projet d'amélioration de la situation énergétique de l'industrie serricole québécoise, Rapport Final, Syndicat des Producteurs en Serre du Québec, St-Hyacinthe, 1995.
- [5] D. DeHalleux, and L. Gauthier, Consommation énergétique due à la déshumidification des serres au Québec, Université Laval, Québec, 1995.
- [6] BNQ, Norme 3624-115 (91-08-01); Tubes annelés flexibles et raccords en thermoplastique pour le drainage des sols, Bureau de Normalisation du Québec, Québec, 1991.
- [7] BNQ, Norme 3624-120 (90-02-20); Tuyaux annelés à l'intérieur lisse et raccords en plastiques Pe ou PP pour l'évacuation des eaux pluviales, Bureau de Normalisation du Québec, Québec, 1990.
- [8] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 2nd ed., Wiley, New-York, 1993
- [9] V. Gnielinski, *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*, *Int. Chem. Eng.*, vol.16, 1976, pp.359-368.
- [10] V. Gnielinski, *Forced Convection in Ducts*, in G.F.Hewitt (ed.), *Handbook of Heat Exchanger Design*, Begell House, NY, 1952, section 2.5.1-5.
- [11] H. Hausen, *Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen*, *Z. Ver. Dtsch. Ing. Beiheft Verfahrenstech.*, vol.4, 1943, pp.91-134.
- [12] H. Hausen, *Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow*, McGraw-Hill, USA, 1983

* Anthony Goncalves

Adresse électronique : anthony.goncalves@nexxenergie.com